

УДК 676.012.1-50

В.П. Сиваков, И. А. Партин

Уральский государственный лесотехнический университет

Сиваков Валерий Павлович родился в 1942 г., окончил в 1971 г. Уральский лесотехнический институт, доктор технических наук, декан лесомеханического факультета Уральского государственного лесотехнического университета. Имеет более 200 печатных работ в области технической диагностики и виброзащиты оборудования лесопромышленного комплекса.

E-mail: sivakov@usfeu.ru



Партин Илья Александрович родился в 1977 г., окончил в 1999 г. Уральский государственный лесотехнический университет, старший преподаватель УГЛТУ. Имеет 15 печатных работ в области технической диагностики и виброзащиты оборудования лесопромышленного комплекса.

E-mail: metod@usfeu.ru



ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ПИТАТЕЛЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ ВЫГРУЗКЕ

Дано научное обоснование и произведен расчет собственной частоты вибрации суспензии в период выравнивания давлений в питателе при коммутации.

Ключевые слова: питатель, суспензия, коммутация, вибрация, частота.

В целлюлозно-бумажном производстве сырье питателем высокого давления из питательной трубы в тракт загрузочной циркуляции варочного котла перегружается со значительными

изменениями гидромодуля суспензии и давления. Суспензия из щепы и щелока совершает в питателе высокого давления (рис. 1) два движения: поступательное относительно ротора и вра-

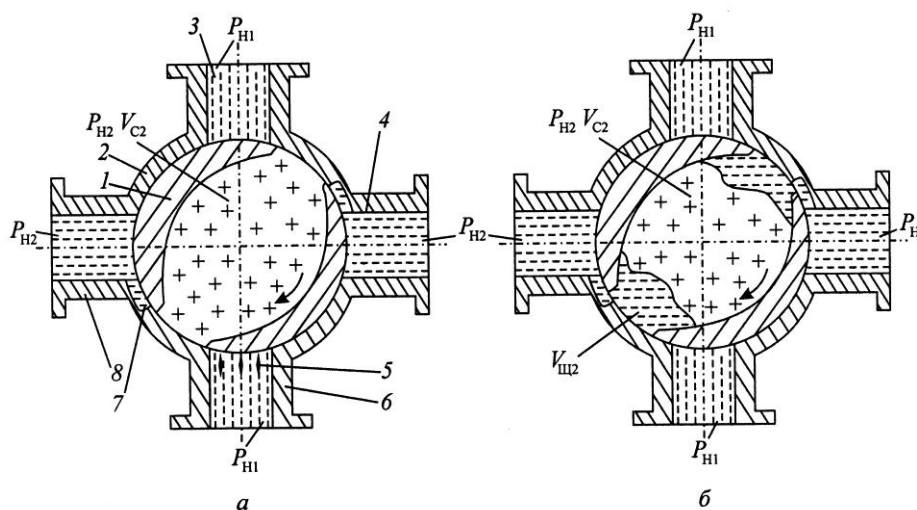


Рис. 1. Схемы положения канала ротора питателя высокого давления при коммутации с патрубками выгрузки суспензии: *а* – перед коммутацией; *б* – при коммутации; 1 – ротор, 2 – корпус питателя высокого давления; 3, 6 – патрубки подачи суспензии и отвода щелока низкого давления соответственно; 7 – дроссельная проточка; 4, 8 – патрубки подачи щелока высокого давления и выгрузки суспензии соответственно; P_{H1} , P_{H2} – суспензия и щелок низкого и высокого давления соответственно; V_{C1} , V_{C2} – объемы суспензии в канале ротора до и при коммутации соответственно; $\Delta V_{Щ2}$ – дополнительный объем щелока, поступающего в канал ротора

щательное вместе с ротором. Процесс перехода суспензии от одного вида движения к другому называется коммутацией. Коммутация происходит при быстром сообщении канала ротора, заполненного суспензией низкого давления, с трубопроводом, заполненным суспензией высокого давления, а также при прохождении процесса в противоположном направлении. В момент сообщения канала ротора с суспензией низкого давления и трубопровода с суспензией высокого давления возникает большой (1,0...1,2 МПа) перепад давления, который выравнивается за счет движения суспензии из трубопровода в канал ротора. Суспензию из щепы и щелока нельзя рассматривать как идеальную жидкость. Пульсации давления, действующие на герметизированный объем суспензии, приводят к ее деформации в виде расширения–сжатия. Выравнивание давления при деформации герметизированного объема суспензии сопровождается интенсивными колебаниями питателя высокого давления и трубопроводов.

Цель нашей работы – исследование расчетной модели колебания суспензии в системе «нагнетательный трубопровод – дроссельный канал – замкнутый канал ротора» с учетом переходных процессов.

Представим загрузочный патрубок 1 (рис. 2) (патрубок нагнетания) в виде большой камеры (объем V_2 и давление P_2), а замкнутый канал ротора 2 – в виде меньшей камеры (V_1 и P_1), которые соединены дроссельным каналом 3.

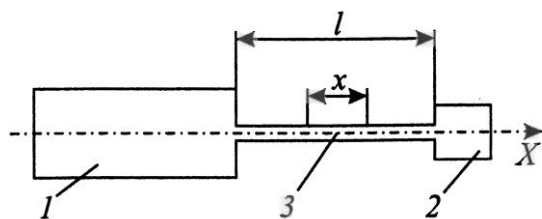


Рис. 2. Расчетная схема питателя высокого давления с дроссельным каналом

Примем диаметр дроссельного канала значительно меньшим его длины. При перемещении суспензии из полости V_2 в канал ротора V_1 происходят гидравлические потери при резком сужении струи суспензии, входящей в дроссельный канал, и при расширении струи суспензии, выходящей из дроссельного канала в канал ротора. В каждом из гидравлических сопротивлений теряется часть начального давления, действующего в патрубке нагнетания. После выхода из последнего сопротивления струя суспензии имеет существенно меньшее давление. Это приводит к пропорциональному снижению силы, действующей на суспензию в канале ротора, и уменьшению объемной деформации суспензии. Чем больше сопротивлений между нагнетательным патрубком и каналом ротора, тем больше энергии струи суспензии при этом рассеивается. Идеальным можно считать дроссельный канал, поглощающий всю энергию струи суспензии, перетекающей из патрубка нагнетания в канал ротора, что исключает обратное движение струи из канала ротора в патрубок нагнетания. Отсутствие обратного движения суспензии сокращает продолжительность колебательного процесса, а значит, снижает вибрацию и шум питателя высокого давления.

Представим, что на элементарной длине дроссельного канала $dl = 1$ площадью поперечного сечения S имеется объем жидкости массой M . Элементарный объем жидкости под действием разности давлений ($P_2 - P_1$) переместится на x вправо, что соответствует сжатию объема V_1 на $\Delta V = Sx$.

Рассмотрим переходный процесс для случая, когда в суспензии отсутствует газовая фаза, $m = 0$. Запишем выражение, показывающее на какую

величину повысится давление в объеме V_1 канала ротора:

$$\Delta P_1 = \frac{Sx}{V_1} E_c, \quad (1)$$

где E_c – модуль упругости суспензии.

Соответственно давление в патрубке нагнетания объемом V_2 уменьшится:

$$\Delta P_2 = - \frac{Sx}{V_2} E_c. \quad (2)$$

Здесь знак минус означает, что в объеме V_2 происходит понижение давления.

При колебаниях массы суспензии между камерами V_2 и V_1 имеет место следующее соотношение:

$$\Delta P_1 / \Delta P_2 = - V_2 / V_1, \quad (3)$$

т.е. изменение давления в камерах обратно пропорционально их объемам.

Из соотношений (1) и (2) следует, что в положительном направлении оси X на содержащуюся в дроссельном канале 3 суспензию массой

$$M = \rho Sl \quad (4)$$

действует сила упругости

$$\begin{aligned} F &= S(1/V_1 + 1/V_2)E_c Sx = \\ &= \frac{S^2 E_c}{V_1} (1 + V_1/V_2)x. \end{aligned} \quad (5)$$

Обозначим

$$(S^2 E_c / V_1)(1 + V_1/V_2) = C = \text{const}. \quad (6)$$

Перепишем (5) в виде

$$F = Cx, \quad (7)$$

где C имеет размерность коэффициента жесткости пружины, Н/м.

Продолжив аналогию с пружинной можно считать, что масса M суспензии после выхода из состояния покоя колеблется относительно положения равновесия с частотой

$$\omega_0 = \sqrt{C/M}. \quad (8)$$

Следовательно, собственная частота массы M суспензии, колеблющейся около положения равновесия между обеими камерами,

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{(S^2 E_c / V_1 \rho Sl)(1 + V_1/V_2)}. \quad (9)$$

С учетом скорости распространения звука в жидкости

$$v^2 = E_c / \rho, \quad (10)$$

а также того, что $V_1 \ll V_2$ запишем формулу (9) в следующем виде:

$$f_0 = v / 2\pi \sqrt{S/(V_1 l)}. \quad (11)$$

Из формулы (11) следует, что частота колебаний суспензии в дроссельном канале тем выше, чем меньше объем V_1 замкнутого канала ротора и длина l , а также больше диаметр поперечного сечения дроссельного канала.

Определим пределы изменения собственной частоты колебаний суспензии в режиме коммутации между каналом ротора и трубопроводом нагнетателя. Для типовых питателей высокого давления установок непрерывной варки целлюлозы при $v = 1200 \dots 1457$ м/с; $S = 0,00039 \dots 0,0006$ м²; $V_1 = 0,0645 \dots 0,25$ м³; $l = 0,03 \dots 0,08$ м имеем $f_0^{\min} = 43,6$ Гц и $f_0^{\max} = 79,0$ Гц.

В общем случае собственная частота колебаний суспензии не постоянна из-за того, что объем канал ротора V_1 перемещается относительно нагнетательного патрубка объемом V_2 . Следовательно, суспензия колеблется между камерами V_1 и V_2 не с постоянной частотой, а квазипериодически. По этой причине колебания давления в суспензии охватывают широкую полосу частот, а вибрация питателя высокого давления при коммутации сопровождается шумом.

Рассмотрим равновесие массы суспензии, расположенной в дроссельном канале 3 , в произвольный момент времени относительно оси X . Наряду с силой упругости, выражения (5) и (7) для которой получены выше, на массу суспензии в дроссельном канале действуют также силы инерции и трения (диссипативная сила, пропорциональная скорости колеблющейся суспензии).

Для упрощения расчетов принимаем, что сила тяжести от массы суспензии, расположенной в дроссельном

канале, в проекции на ось X равна нулю. Дифференциальное уравнение равновесия собственных колебаний примет следующий вид:

$$M\ddot{X} + q\dot{X} + Cx = 0, \quad (12)$$

где q – коэффициент демпфирования, кг/с.

Поделив все значения (12) на массу M , получим

$$\ddot{X} + 2u\dot{X} + \omega_0^2 x = 0. \quad (13)$$

Здесь $q/M = 2u$; $C/M = \omega_0^2$.

По общему правилу интегрирования однородных линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами [2] производим интегрирование уравнения (13).

Составляем характеристическое уравнение

$$z^2 + 2uz + \omega_0^2 = 0$$

и находим его корни:

$$z_1 = u + \sqrt{u^2 - \omega_0^2}; \quad z_2 = u - \sqrt{u^2 - \omega_0^2}.$$

Общее решение уравнения (13) имеет вид

$$X = \exp(-ut)(C_1 \cos \sqrt{\omega_0^2 - u^2}t + C_2 \sin \sqrt{\omega_0^2 - u^2}t), \quad (14)$$

где C_1 и C_2 – произвольные постоянные.

В теории колебаний [1] в зависимости от соотношения между u и ω_0 рассматривают два варианта решения (14): $u < \omega_0$ – «малое» сопротивление; $u \geq \omega_0$ – «большое» сопротивление.

Первый случай ($u < \omega_0$) графически изображается синусоидой с уменьшающейся амплитудой, величина которой зависит от коэффициента затухания. В этом случае колебание массы суспензии в дроссельном канале в течение определенного времени сохраняется, следовательно, вибрация питателя высокого давления снижается незначительно.

Второй случай ($u \geq \omega_0$) характеризуется аperiodическим движением

(рис. 3), поскольку возмущенное движение массы суспензии в дроссельном канале не будет колебательным. После начального толчка колеблющаяся масса асимптотически приближается к невозмущенному равновесному состоянию.

Уравнивание давления происходит со значительным увеличением амплитуды давления в начальный период процесса. Кроме того, колебания давления между патрубком нагнетания и каналом ротора происходят более интенсивно.

Колебания суспензии в дроссельном канале, как и в большинстве встречающихся в технике случаев гидравлических колебаний, происходят с малым сопротивлением. Для увеличения и регулирования сопротивления в колебательный контур дроссельного канала следует вводить специальный демпфер [3], снижающий амплитуду и время колебаний суспензии.

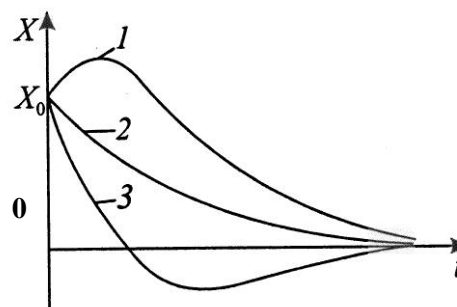


Рис. 3. Характерные графики аperiodического движения системы к равновесному состоянию: 1 – при $0,1 < \omega/u \leq 0,4$; 2 – при $0,5 < \omega/u \leq 1,0$; 3 – при $1,0 < \omega/u$

Для эффективного снижения вибрации питателя высокого давления от коммутационного процесса следует применять конструкции дроссельных каналов, работающих с аperiodическим выравниванием давлений между камерами V_2 и V_1 .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Бабаков И.М.* Теория колебаний. М.: Наука, 1975. 384 с.
2. *Корн Г., Корн Т.* Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1984. 831с.
3. Пат 55374 РФ. Питатель высокого давления / В.П. Сиваков, И.А. Партин [и др.] (Россия). № 2006106369/22; заявл. 28.02.2006; опубл. 10.08.2006, Бюл. № 22.

V.P. Sivakov, I.A. Partin
Ural State Forest Engineering University

Under Dynamic Processes in High-pressure Feeder Unloading

The scientific justification and natural frequency calculation for suspension vibration are provided in the period of pressure equalization in the feeder under switching.

Keywords: feeder, suspension, commutation, vibration, frequency.

Поступила 16.04.10
